

This Page Is Inserted by IFW Operations
and is not a part of the Official Record

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images may include (but are not limited to):

- BLACK BORDERS
- TEXT CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- FADED TEXT
- ILLEGIBLE TEXT
- SKEWED/SLANTED IMAGES
- COLORED PHOTOS
- BLACK OR VERY BLACK AND WHITE DARK PHOTOS
- GRAY SCALE DOCUMENTS

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

**As rescanning documents *will not* correct images,
please do not report the images to the
Image Problem Mailbox.**

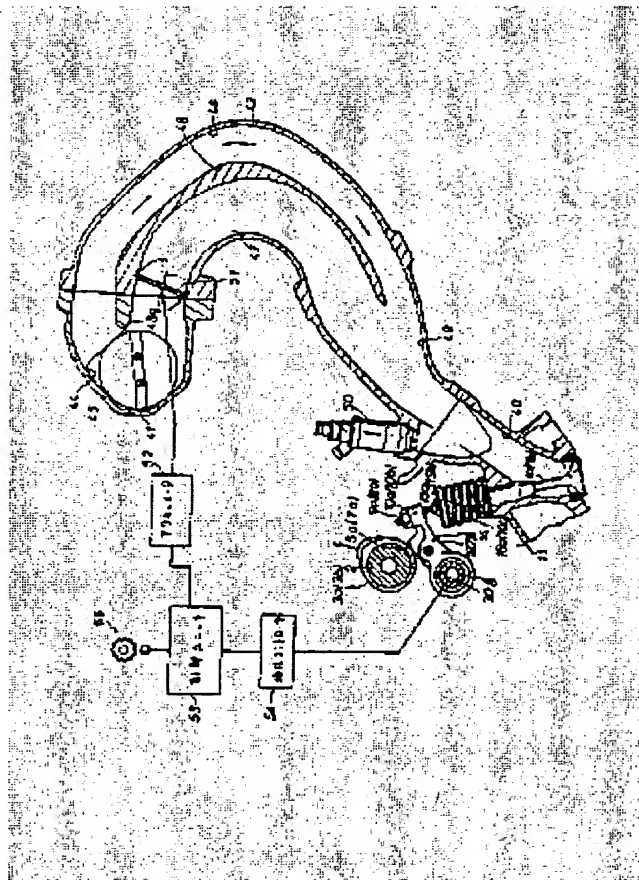
CONTROL METHOD OF INTAKE DEVICE FOR INTERNAL COMBUSTION ENGINE

Patent number: JP3009021
Publication date: 1991-01-16
Inventor: SHIMAZAKI YUICHI
Applicant: HONDA MOTOR CO LTD
Classification:
- international: F02B27/02; F02B29/08; F02D13/02
- european:
Application number: JP19890142328 19890605
Priority number(s):

Abstract of JP3009021

PURPOSE: To improve the output torque by controlling a valve system of which valve lift quantity and the valve opening/closing time are variable and an opening/closing control valve provided in an intake passage so that the intake mass at the time of high speed has a large sectional area or short dimension against that of the time of low speed in relation to each other in response to the engine speed area.

CONSTITUTION: An intake passage material 42 communicated with a throttle body 4 and having intake passages 45, 47 for low speed and high speed partitioned with a bulkhead 48 is provided in an intake device of an internal combustion engine in which a valve system switching mechanism 14 is provided, and a confluence chamber 49 is formed near the downstream end thereof, and while an opening/closing control valve 51 is provided near the upstream end of the intake passage 47 for high speed. In the first engine speed area, the opening/closing control valve 51 is closed and the valve system is set at the first condition for low speed, and in the second engine speed area, the valve system is set at the second condition for high speed. In the third engine speed area, the opening/closing control valve 51 is opened and the valve system is set at the first condition for low speed, and in the fourth engine speed area, the valve system is set at the second condition for high speed.



Data supplied from the esp@cenet database - Worldwide

⑫ 公開特許公報(A) 平3-9021

⑤ Int. Cl.⁵ 識別記号 庁内整理番号 ⑬ 公開 平成3年(1991)1月16日
 F 02 B 27/02 C 7616-3G
 29/08 C 6502-3G
 F 02 D 13/02 D 6502-3G
 // F 01 L 13/00 3 0 1 F 7114-3G
 3 0 2 B 7114-3G

審査請求 未請求 請求項の数 1 (全7頁)

⑭ 発明の名称 内燃機関の吸気装置の制御方法

⑯ 特 願 平1-142328

⑰ 出 願 平1(1989)6月5日

⑱ 発 明 者 島 崎 勇 一 埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会社本田技術研究所内

⑲ 出 願 人 本田技研工業株式会社 東京都港区南青山2丁目1番1号

⑳ 代 理 人 弁理士 大島 陽一

明 細 書

1. 発明の名称

内燃機関の吸気装置の制御方法

2. 特許請求の範囲

運転状況に応じてバルブリフト量及び弁の開閉時期の少なくともいずれか一方を可変とした動弁機構と、低速時に対して高速時の吸気通路を大断面積または短寸とするべく前記吸気通路に設けられた開閉制御弁とを有する内燃機関の吸気装置の制御方法であって、

第1の回転速度領域においては前記開閉制御弁を閉じ、かつ前記動弁機構を低速用の第1の状態に設定し、

前記第1の回転速度領域よりも高い第2の回転速度領域においては前記開閉制御弁を閉じ、かつ前記動弁機構を高速用の第2の状態に設定し、

前記第2の回転速度領域よりも高い第3の回転速度領域においては前記開閉制御弁を開き、かつ前記動弁機構を前記第1の状態に設定し、

前記第3の回転速度領域よりも高い第4の回転

速度領域においては前記開閉制御弁を開き、かつ前記動弁機構を前記第2の状態に設定することを特徴とする内燃機関の吸気装置の制御方法。

3. 発明の詳細な説明

〔発明の目的〕

〈産業上の利用分野〉

本発明は、運転状況に応じてバルブリフト量及び弁の開閉時期の少なくともいずれか一方を可変とした動弁機構と、低速時に対して高速時の吸気通路を大断面積または短寸とするべく前記吸気通路に設けられた開閉制御弁とを有する内燃機関の吸気装置の制御方法に関する。

〈従来の技術〉

従来から内燃機関に於て、一對の異なる長さの吸気通路と、回転速度に応じて上記いずれかの吸気通路を選択的に燃焼室に連通させる手段と、吸気弁の開閉時期を回転速度に応じて切換える動弁切換機構とを有し、上記吸気通路を切換える回転速度近傍にて吸気弁の開閉時期を切換えるようにした内燃機関の吸気装置がある(例えば特開昭6

0-156930号公報参照)。このような吸気装置に於ては、吸気通路の長さを切換えることにより回転速度の低速側と高速側とに2つの吸気慣性効果の高い箇所が生じることを利用して2つのトルクピークが得られ、比較的広い回転速度範囲に亘り出力トルクを向上することができる。しかるに、各トルクピークの前後にて出力トルクが落ち込むため、上記装置では吸気通路を切換える回転速度領域にて吸気弁の開閉時期を変更してトルク特性を変えることをもって出力トルクの落ち込みを防止している。

しかしながら、吸気通路の断面積や長さを変化させた場合の出力トルクへの影響と吸気弁開閉時期を変化させた場合の出力トルクへの影響とは相互に関係があることから両者の切換えを1度行うのみでは、出力トルクを回転速度全域に亘り必ずしも平坦化し、かつ向上することは困難であり、例えば高速域にて出力トルクが急激に落ち込む場合があった。

＜発明が解決しようとする課題＞

- 3 -

態に設定し、前記第2の回転速度領域よりも高い第3の回転速度領域にあっては前記開閉制御弁を開き、かつ前記動弁機構を前記第1の状態に設定し、前記第3の回転速度領域よりも高い第4の回転速度領域にあっては前記開閉制御弁を開き、かつ前記動弁機構を前記第2の状態に設定することを特徴とする内燃機関の吸気装置の制御方法を提供することにより達成される。

＜作用＞

このようにすれば、回転速度が増大するのに伴い回転速度全域で4つの出力トルク特性が得られ、そのトルクピーク近傍部分のみを効率的に利用するように最適制御することができる。

＜実施例＞

以下、本発明の好適実施例を添付の図面について詳しく説明する。

第1図～第3図は本考案に基づく吸気装置及び内燃機関の動弁機構の一部を示す。各気筒には1対の吸気弁1a、1bが設けられ、クランク軸の1/2の回転速度をもって回転するカムシャフト

このような従来技術の問題点に鑑み、本発明の主な目的は、選択的に低速用及び高速用に切換え可能な吸気通路と、バルブリフト量及び弁開閉時期を可変とした動弁機構とを有する内燃機関の吸気装置に於て、回転速度全域に亘り出力トルクを向上すると共に平坦化することが可能な吸気装置の制御方法を提供することにある。

〔発明の構成〕

＜課題を解決するための手段＞

このような目的は、本発明によれば、運転状況に応じてバルブリフト量及び弁の開閉時期の少なくともいずれか一方を可変とした動弁機構と、低速時に対して高速時の吸気通路を大断面積または短寸とするべく前記吸気通路に設けられた開閉制御弁とを有する内燃機関の吸気装置の制御方法であって、第1の回転速度領域にあっては前記開閉制御弁を閉じ、かつ前記動弁機構を低速用の第1の状態に設定し、前記第1の回転速度領域よりも高い第2の回転速度領域にあっては前記開閉制御弁を閉じ、かつ前記動弁機構を高速用の第2の状

- 4 -

2には、2つの低速用カム3a、3bと、1つの高速用カム4とが設けられ、ロッカシャフト8には、3本のロッカアーム5～7が互いに並列に枢支されている。これらロッカアームの中間部には、前記カム3a、3b、4と係合するスリッパ面5a、6a、7aがそれぞれ形成されると共に左右両側方に位置するロッカアーム5、7の遊端部は、ロックナット10a、10bにより固定されるタペットねじ9a、9bを介して吸気弁1a、1bのステム側遊端部に当接している。

良く知られているように、吸気弁1a、1bは、スプリングリテーナ15a、15bを介してバルブスプリング16a、16bにより閉弁方向に付勢されており、カムシャフト2の回転に伴い、左右のロッカアーム5、7を介して低速用カム3a、3bにより開閉駆動される。中央のロッカアーム6は、高速用カム4により駆動されるが、シリンダヘッド11に於ける該ロッカアーム6に対応する部分に設けられたリフタ12により常時高速用カム4の摺接面に向けて弾発付勢されている。

- 5 -

- 6 -

次に、これらロッカアーム5～7の連換動作を達成するための動弁切換機構14について説明する。

第2図に良く示すように、各ロッカアーム5～7には、互いに整合するガイド孔17、20、21が設けられている。一端に位置するロッカアーム7のガイド孔17は、閉塞された盲孔とされており、その内部にはピストン25が受容されている。ガイド孔17の閉塞端は、ロッカアーム5に形成された通路32及び中空ロッカシャフト8に開設されたポート33を介してロッカシャフト8内部に設けられ、かつ後記する油圧コントローラ54に接続された油供給路30に連通している。中央に位置するロッカアーム6のガイド孔20は貫通孔とされており、その内部には該ガイド孔20の全長と略等しい長さを有するピストン26が受容されている。他端に位置するロッカアーム5のガイド孔21には、ストッパ27が受容されている。このストッパ27は、概ね有底筒状をなし、その内側とガイド孔21の底部との間に挟設され

た圧縮コイルばね28により中央のロッカアーム6に向けて常時弾発付勢されている。

この動弁切換機構14によれば、油供給路30の油圧が低い時にあっては、圧縮コイルばね28の付勢力により、ピストン25がガイド孔17内に、ピストン26がガイド孔20内に、ストッパ27がガイド孔21内にそれぞれ位置することにより、各ロッカアーム5～7は、互いに独立して運動し得る。従って、中央のロッカアーム6は、高速用カム4により駆動され、リフト12を繰返し押し下げるのみの所謂ロストモーション運動を行うのに対し、左右のロッカアーム5、7は、それぞれ低速用カム3a、3bにより駆動され、吸気弁1a、1bを低速用第1の開閉時期で開閉駆動する。

油供給路30の油圧が高められると、圧縮コイルばね28のばね力に抗して、ピストン25がガイド孔20内に突入すると共に、ピストン26をロッカアーム5のガイド孔21内に向けて突入させる。従って、3本のロッカアーム5～7は互い

— 7 —

に一体的に結合される。ここで、低速用カム3a、3bに対して高速用カム4のカムプロフィールが相対的に大きいことから、ロッカアーム5、7も中央の高速用カム4により駆動されるようになり、吸気弁1a、1bは高速用第2の開閉時期で開閉駆動されるようになる。

一方、この内燃機関の吸気装置は、吸気室44を郭成し、かつスロットル弁45を備えるスロットルボディ41と、上流端にて該スロットルボディ41に連結され、かつ隔壁48により互いに区分された低速用吸気通路46及び高速用吸気通路47を互いに並列に郭成する吸気通路体42とを有している。隔壁48の一部は延長部48aとしてスロットルボディ41の内部にも設けられている。

吸気通路体42の下流端近傍には、両吸気通路46、47が合流する合流室49が郭成されている。また、吸気通路体42の下流端は、合流室49とシリンダヘッド11内に郭成された吸気ポート40とが互いに整合するように該シリンダヘッ

— 8 —

ド11に連結されている。更に、吸気通路体42には、合流室49から吸気ポート40に向けて燃料を噴射するための噴射ノズル50が装着されている。

高速用吸気通路47の上流端近傍には、開閉制御弁51が設けられ、制御ユニット53に駆動制御されるアクチュエータ52により選択的に開閉し得るようになっている。制御ユニット53は上記した動弁切り換え機構14を制御するための油圧コントローラ54及び内燃機関の回転速度を検出する回転速度センサ55にも接続されている。

次に、本実施例の作動要領を第1図及び第4図を参照して説明する。

内燃機関の回転速度がN1より低いときには、開閉制御弁51を閉じると共に動弁切換機構14により吸気弁1a、1bを低速用第1の開閉時期にて開閉駆動する。すると、小断面積かつ長寸の低速用吸気通路46により低い回転速度領域に於ける吸気慣性効果により、第4図の曲線Iに示すようなトルクカーブが得られる。回転速度がN

— 9 —

— 10 —

1 となるまでこの状態を保つ。

回転速度が $N1$ になったら、開閉制御弁 51 を閉じたまま動弁切換機構 14 を作動させることにより吸気弁 1 a、1 b を高速用第 2 の開閉時期にて開閉駆動する。すると、吸排気弁のバルブオーバーラップが大きくなることにより燃焼室内の掃気が促進され第 4 図の曲線 II に示すようなトルクカーブが得られる。回転 $N1$ と、曲線 II が略頂点となる回転速度 $N2$ ($N2 > N1$) との間ではこの状態を保つ。このとき、回転速度が徐々に増大するに伴い低速用吸気通路 46 に於ける吸気抵抗が問題となり、徐々に出力トルクが下降傾向を示す。

そこで、曲線 II が略頂点となる回転速度 $N2$ になったら、開閉制御弁 51 を開くと共に吸気弁 1 a、1 b を再び第 1 の開閉時期にて開閉駆動する。このとき、低速用吸気通路 46 のみを用いた場合に比較して吸気通路の断面積が大きくなると共にその長さが短くなり、吸気抵抗が低下することから、過度に吸排気弁のバルブオーバーラップが大

きいと充填効率が低下するため、吸気弁 1 a、1 b の弁開閉時期を低速用第 1 の開閉時期に再設定する。すると、第 4 図に曲線 III で示すようなトルクカーブが得られる。回転速度 $N2$ と、曲線 III が略頂点となる回転速度 $N3$ ($N3 > N2$) との間ではこの状態を保つ。

回転速度が $N3$ になったら、開閉制御弁 51 を開いたまま吸気弁 1 a、1 b を再び高速用の第 2 開閉時期にて開閉駆動する。すると、吸気弁と排気弁とのバルブオーバーラップが大きくなることにより掃気の効率が向上し、第 4 図の曲線 IV に示すようなトルクカーブが得られる。

回転速度が減少する場合には上記と逆の順に動弁切換機構及び開閉制御弁を駆動制御すれば良い。

尚、開閉制御弁の開閉作動はショックを軽減するために徐々に行うのが好ましく、また内燃機関の空ぶかし時、回転速度が急激に変化する時、負荷が小さい時等は機械式可動部分の耐久性を向上させるために開閉制御弁の開閉動作及び動弁切換機構の動作を禁止しても良い。また、本実施例に

— 11 —

於ては、高速用吸気通路毎に一個の開閉制御弁を設けたが、これに限定されず、複数の開閉制御弁を吸気通路の適所に設け更に細分化した制御を行っても良い。

〔発明の効果〕

このように本発明によれば、吸気弁の開閉時期及び吸気通路の切換時期を最適制御することにより内燃機関の回転速度の全域に亘り出力トルクを向上すると共に平坦化することが可能となることからその効果は極めて大である。

4. 図面の簡単な説明

第 1 図は本発明が適用された吸気装置を備える内燃機関の一部を示す断面図である。

第 2 図は動弁機構の一部を模式的に示す構成図である。

第 3 図は動弁機構の要部を示す断面図である。

第 4 図は内燃機関の回転速度変化に伴う動弁機構及び吸気装置の切換えタイミングと内燃機関の出力トルクの変化とを示すグラフである。

1 a、1 b…吸気弁 2…カムシャフト

— 12 —

3 a、3 b…低速カム 4…高速カム
5～7…ロッカアーム
5 a、6 a、7 a…スリップ面
8…ロッカシャフト 9 a、9 b…タペットねじ
10 a、10 b…ロックナット
11…シリンダヘッド 12…リフト
14…動弁切換機構
15 a、15 b…スプリングリテーナ
16 a、16 b…バルブスプリング
17、20、21…ガイド孔
25～27…ピストン
28…圧縮コイルばね 30…油供給路
32…通路 33…ポート
40…吸気ポート 41…スロットルボディ
42…吸気通路体 44…吸気室
45…スロットル弁 46…低速用吸気通路
47…高速用吸気通路 48…隔壁
48 a…延長部 49…合流室
50…噴射ノズル 51…開閉制御弁
52…アクチュエータ 53…制御ユニット

— 13 —

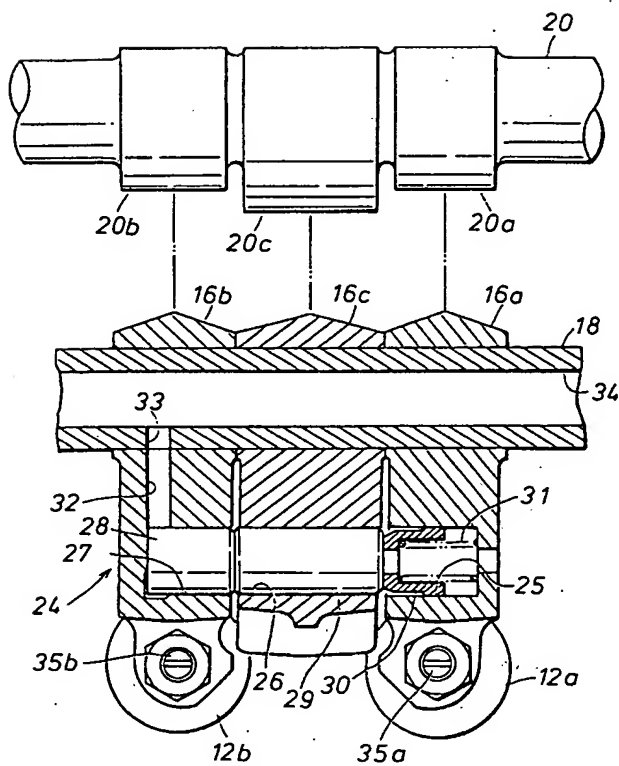
— 14 —

54...油圧コントローラ

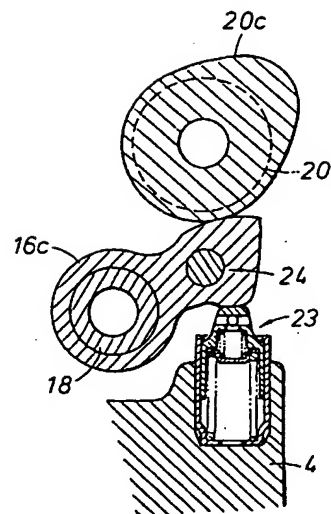
55...回転速度センサ

特 許 出 願 人 本 田 技 研 工 業 株 式 会 社
代 理 人 弁 理 士 大 島 陽 一

第 2 図



第 3 図



第 4 図

